

Ф681

Экземпляр

На правах рукописи



Фишер Алексей Сергеевич

**МОДЕЛИРОВАНИЕ МНОГОСЛОЙНЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ
С ПОНИЖЕННЫМ УРОВНЕМ ВИБРАЦИЙ**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2010

Работа выполнена в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» и на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета, г. Челябинск.

Научные руководители: доктор технических наук, профессор
Прокопьев Валерий Никифорович,
доктор технических наук, профессор
Рождественский Юрий Владимирович

Официальные оппоненты: доктор технических наук
Некрасов Сергей Геннадьевич,
кандидат технических наук,
Языков Анатолий Евгеньевич.

Ведущее предприятие – ЗАО НПО «Турботехника», г. Протвино,
Московская область.

Защита диссертации состоится 27 октября 2010 года, в 13-00, на заседании специализированного диссертационного совета Д212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета ауд. 1001 (10 этаж гл. корп.).

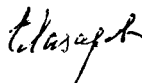
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЮУрГУ.

Отзыв на реферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять на имя ученого секретаря по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет, электронная почта: d212.298.09@mail.ru, контактный телефон (351)267-91-23

0740103

Автореферат разослан « ___ » _____ 2010 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д212.298.09,
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение надежности турбокомпрессоров является актуальной задачей машиностроения. В условиях промышленного производства турбокомпрессоров часто основное внимание уделяется снижению вибраций ротора, оцениваемых по косвенному диагностическому параметру – уровню колебаний корпуса турбокомпрессора.

В энергетическом и транспортном машиностроении широкое распространение получили турбомашины с роторами на виброустойчивых подшипниках скольжения. В качестве таковых часто используются опоры гидродинамического трения с промежуточным элементом (ПЭ) в виде плавающей вращающейся (ПВ) или плавающей невращающейся (ПН) втулки – многослойные подшипники, обеспечивающие демпфирование колебаний. Известны конструкции многослойных подшипников, содержащих три смазочных слоя, в которых третий смазочный слой выступает в качестве дополнительного демпфера, а подшипник представляет собой пакет плавающих втулок (ППВ).

Критерии оценки степени совершенства конструкций гидродинамических подшипников формируются на основе анализа набора взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ), определяющих теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность трибосопряжения. Моделирование многослойных подшипников скольжения для улучшения их ГМХ сводится к совместному решению трех взаимосвязанных подзадач – расчету динамики каждого подвижного элемента подшипника, определению полей гидродинамических давлений в смазочных слоях, анализу теплонапряженности сопряжения. Нелинейный характер моделей связан в первую очередь с определением гидродинамических реакций в каждом из слоев многослойного подшипника. Величины реакций зависят от конструктивных особенностей подшипника, которые помимо массогабаритных параметров определяются способами подачи смазки, наличием, расположением и размерами канавок и отверстий, выполненных на поверхностях трения, свойствами современных смазочных материалов.

Учету конструктивных особенностей опор с плавающими втулками в известных методах расчета их динамики уделяется недостаточно внимания. Практически не разработаны методы расчета виброустойчивых подшипников с тремя смазочными слоями и пакетом втулок. При включении в число исследуемых факторов конструктивных особенностей подшипников, влияющих на динамику опор, необходимо использовать максимально физически обоснованные модели и методы, основанные на численном решении уравнения Рейнольдса.

При оценке теплонапряженности многослойных подшипников важно максимально точно определять тепловыделение в смазочном слое. Этого невозможно добиться без учета процессов трения в области кавитации и источника смазки. Последнее обстоятельство имеет тем большее влияние, чем выше относительные скорости движения поверхностей трения, что имеет место для подшипников роторов быстроходных турбомашин. Изменение скоростей движения промежуточных элементов также существенно влияет на градиенты скоростей

сдвига по толщине смазочного слоя и, следовательно, на величину тепловыделения как в несущих областях смазочных слоев, так и в областях кавитации.

В связи с этим, актуальной является разработка математических моделей и методик, универсальных алгоритмов расчета динамики и смазки подшипников с несколькими смазочными слоями, направленных на создание и реализацию в серийном производстве новых конструкций подшипников быстроходных турбокомпрессоров с пониженным уровнем вибраций.

Работа выполнена в рамках Комплексной программы фундаментальных исследований УрО РАН на 1995–2005 гг. (раздел 2 – «Машиностроение», направление 2.4 – «Трибология в машиностроении»); Комплексной программы фундаментальных исследований проблем машиностроения, механики и процессов управления «Машиностроение и технология» УрО РАН на 2006–2008 гг.; при финансовой поддержке Министерства образования РФ (грант ТОО–6.1–1967) в 2002 г; аналитической ведомственной целевой программы Министерства образования РФ «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285); при финансовой поддержке Федеральной целевой программы Министерства образования РФ «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 год» (код проекта П503); Российского фонда фундаментальных исследований: проект 04-01-96088 на 2004–2006 гг. и проект 07-08-00554 на 2005–2009 гг; хозяйственных работ с ООО «ЧТЗ-Уралтрак» в 2004-2009 гг.

Цель работы. Разработка математической модели и методики расчета многослойных подшипников скольжения, обеспечивающих снижение уровня вибраций роторов турбокомпрессоров.

Для достижения поставленной цели потребовалось решить следующие задачи:

1. Разработать математическую модель динамики и смазки многослойных гидродинамических подшипников с учетом потерь на трение в источниках смазки и в зоне кавитации.

2. Создать универсальные алгоритмы и программное обеспечение расчета многослойных подшипников скольжения роторов быстроходных турбомашин.

3. На основе разработанного программного обеспечения провести параметрические исследования влияния конструктивных и режимных параметров на уровень вибраций цапф ротора турбокомпрессора и гидромеханических характеристик его подшипников.

4. Разработать новые технические решения для гидродинамических подшипников с двумя и тремя смазочными слоями, обеспечивающие существенное снижение вибраций ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, с сохранением технологической преемственности на необходимом для серийного производства уровне.

5. Экспериментально подтвердить снижение вибраций турбокомпрессора ТКР-8,5С с подшипниками предложенных конструкций.

Объект исследования. Процессы в смазочном слое многослойных подшипников скольжения ротора турбокомпрессора.

Предмет исследования. Взаимосвязь процессов в смазочном слое, конструктивных параметров многослойных подшипников скольжения турбокомпрессора и уровня вибраций его ротора.

Метод исследования. Метод гидродинамической теории смазки. Численное моделирование. Численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных. Экспериментальные исследования турбокомпрессоров при безмоторных стендовых испытаниях.

Научная новизна.

1. Разработана универсальная математическая модель динамики ротора и промежуточных элементов многослойных подшипников скольжения, учитывающая заданное количество смазочных слоев и влияние гидродинамических процессов в источниках смазки на движение плавающих втулок.

2. Уточнена модель теплового расчета многослойного подшипника путем использования диссипативной функции рассеивания энергии как в активной, так и в кавитационной областях смазочного слоя с учетом степени заполнения смазочным материалом его объема.

3. При расчете потерь на трение в многослойных подшипниках скольжения в математической модели впервые учтены ламинарный и турбулентный режимы течения в источниках смазки.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, строгостью используемого математического аппарата, обоснованностью принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным совпадением полученных теоретических результатов с результатами проведенных экспериментов; многолетним положительным опытом эксплуатации разработанной конструкции подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, внедренной в серийное производство.

Практическая значимость. Разработана методика расчета многослойных подшипников ротора турбокомпрессора. Созданы и зарегистрированы в Реестре программ для ЭВМ программное обеспечение расчета динамики ротора «Устойчивость» (№ 2002611823), комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения с промежуточными элементами с учетом жесткости корпуса «Жесткость» (№ 2010612190), подана заявка № 2010615640 на регистрацию в Реестре программ для ЭВМ программного обеспечения «Динамика многослойного подшипника».

Разработаны конструкции гидродинамических подшипников с двумя и тремя смазочными слоями, обеспечивающие существенное снижение вибраций ротора турбокомпрессора. Обоснованы рекомендации по применению этих подшипников для турбокомпрессора. Получен патент на полезную модель «Турбокомпрессор» № 2006118254/22(019858).

Реализация. Методика расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипниковых узлов на предприятии ООО «ЧТЗ – УралТрак» г. Челябинск.

Подшипник ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С разработанной конструкции с ПВ втулками выпускается серийно. Его внедрение в производство позволило

существенно снизить вибрации роторов турбокомпрессоров, повысить их надежность, отказаться от перехода на покупные турбокомпрессоры иностранного производства, сохранить объемы выпуска собственной продукции.

Разработан и испытан подшипник с пакетом плавающих втулок, обеспечивающий значительное снижение вибраций ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Предприятием ООО «ЧТЗ – УралТрак» изготовлена и передана в эксплуатацию опытная партия турбокомпрессоров с подшипниками такой конструкции.

Апробация работы. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на международной научно-технической конференции памяти академика Н.Д.Кузнецова (г. Самара, 2001), на XII международной научно-технической конференции по компрессорной технике (г. Казань, 2001), на международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения» (г. Челябинск, 2003), на международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии» (г. Самара, 2007), на международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г. Самара, 2009), а также на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (2001–2009 гг.), на XV международном конгрессе двигателестроителей (2010).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 16 научных работ, включая 5 статей, в том числе в изданиях, рекомендованных ВАК – 2 статьи, тезисы докладов – 7, свидетельств об официальной регистрации программ для ЭВМ – 2, заявок на официальную регистрацию программ для ЭВМ – 1, патент – 1.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения, изложена на 170 страницах машинописного текста, включая 43 иллюстрации, 14 таблиц, 75 формул и список литературы, содержащий 93 наименования.

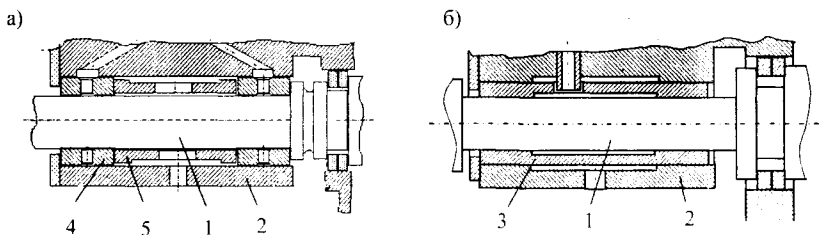
СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится обоснование актуальности темы, сформулированы цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об ее апробации и реализации.

В первой главе обозначена проблематика виброустойчивых подшипников скольжения, представлены типовые конструкции подшипников с ПЭ. На основе выполненного обзора литературных источников проанализированы основные методы расчета динамики ротора и ГМХ подшипников.

Для снижения интенсивных вынужденных колебаний ротора, связанных с его неуравновешенностью, а также автоколебаний, вызванных неустойчивостью шипа на смазочном слое, применяют antivибрационные подшипники скольжения со специальными конструктивными элементами, которые выполняют функцию демпферов: профилированные поверхности трения; поверхности с повышенной упругой податливостью подшипника за счет применения лепестковых элементов, подпружиненных подвесов и др. Однако наиболее распространенным способом снижения вибраций ротора турбокомпрессора (ТК) является применение промежуточных элементов в виде плавающих вращаю-

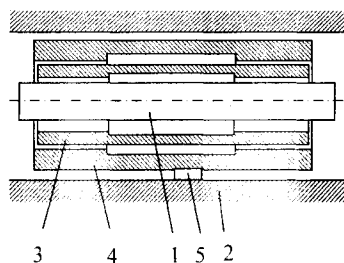
щихся (рис. 1а) или плавающих невращающихся (рис. 1б) втулок. Рабочие поверхности каждой втулки вместе с поверхностями корпуса и цапфы ротора образуют несколько смазочных слоев.



1 – ротор, 2 – корпус, 3 – ПН моновтулка, 4 – ПВ втулка, 5 – ограничительная втулка

Рис. 1. Подшипники ротора турбокомпрессора с двумя смазочными слоями а) с ПВ втулками; б) с ПН моновтулкой

Перспективным также является использование подшипников с ППВ, содержащих три смазочных слоя, в которых в качестве дополнительного демпфера выступает третий смазочный слой. Внешняя втулка выполняется в виде ПН моновтулки, в качестве внутренних подвижных элементов используют как две автономные ПВ втулки, так и ПВ моновтулку (рис. 2).



1 – ротор, 2 – корпус, 3 – внутренняя ПН моновтулка, 4 – внешняя ПН моновтулка, 5 – штифт

Рис. 2. Подшипник с ППВ

Теоретическим фундаментом расчета и проектирования подшипников скольжения являются классические работы Петрова Н.А. и Рейнольдса О. Большой вклад в дальнейшее развитие этих работ внесли отечественные и зарубежные ученые: Бурговиц А.Г., Дадаев С.Г., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., Захаров С.М., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Некрасов С.Г., Подольский М.Е., Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Токарь И.Я., Букер, Виярагхан, Генка, Кейт, Лунд, Роде, Ченг, Элрод и другие. Совершенствованию конструкций турбокомпрессора и его подшипниковых узлов посвящены работы Азбея А.Б., Иовлева В.И., Каминского В.Н., Коженкова А.А., Морозова В.А. В лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ разработке методов расчета подшипни-

кового узла турбокомпрессора посвящены работы Бояршиновой А.К., Задорожной Е.А., выполненные под руководством Прокопьева В.Н.

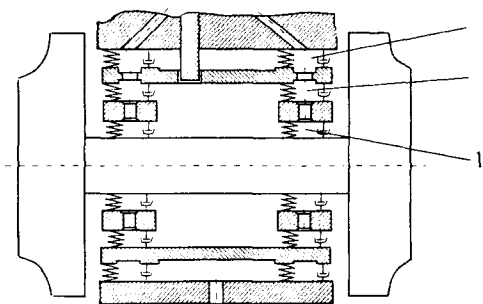
При решении уравнений движения для подвижных элементов двухслойных подшипников можно выделить два подхода. Первый основан на лианеризации реакций смазочных слоев и сведении нелинейной системы уравнений к ее линейному аналогу. Второй использован в работе и связан с прямым интегрированием системы нелинейных дифференциальных уравнений движения.

В большинстве схем подачи смазочного материала, применяемых в мало-размерных турбокомпрессорах иностранных и отечественных производителей, используются окружные канавки. Впервые, в работе Кео и Хонсари, основывавшейся на эмпирических результатах Вендта, показано, что в окружных источниках смазки однослойных подшипников может наблюдаться турбулентный режим течения смазки, характеризующийся заметными потерями энергии. Учет характера течения смазочного материала в источнике в большей степени сказывается при высоких скоростях вращения шипа, которые характерны для быстрходных роторов турбокомпрессоров. Однако, для многослойных подшипников скольжения, подобные исследования не проводились.

На основе выполненного обзора литературных источников поставлены задачи исследования.

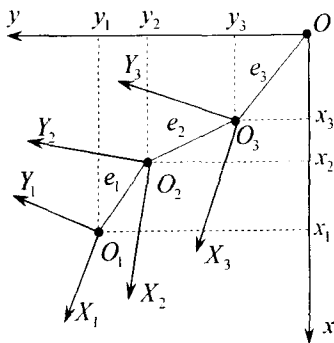
Во второй главе представлена математическая модель и методика расчета динамики цапф ротора и подвижных элементов многослойного подшипника скольжения с учетом сопротивления в источниках смазки. На рис. 3 для примера представлена схема трехслойного подшипника.

Расчетная модель многослойного подшипника скольжения представлена цапфой ротора массой m_1 и $N_{пэ}$ промежуточными элементами в виде плавающих вращающихся или невращающихся втулок с массами m_i , $i = 2, \dots, N_{пэ} + 1$.



1 – первый смазочный слой; 2 – второй смазочный слой; 3 – третий смазочный слой

Рис. 3. Расчетная схема ротора на подшипниках с пакетом плавающих втулок



e_i – эксцентриситеты цапфы ротора и ПЭ

Рис. 4. Системы координат

Нумерация подвижных элементов начинается с цапфы ротора. Параметры, относящиеся к i -му подвижному элементу, обозначены нижним индексом $i = 1, \dots, N_{пр} + 1$. Каждый смазочный слой разделяет два элемента: внутренний – шип, наружный – подшипник. Номер смазочного слоя соответствует номеру внутреннего подвижного элемента (шипа). Параметры, относящиеся к i -му смазочному слою обозначены верхним индексом в круглых скобках (i). В качестве допущения принималось, что ротор является жестким несимметричным, а подшипники автономными.

Уравнения, описывающие движение центров масс подвижных элементов (цапфы ротора и ПЭ), в инерциальной системе координат $Oxuz$ (рис. 4) записываются в виде

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = R_x^{(i)} - R_x^{(i-1)} + m_i (g + a_x) + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \cos(\omega_i t) + F_x^{(i)}, \quad (1)$$

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = R_y^{(i)} - R_y^{(i-1)} + m_i a_y + m_i \varepsilon_i \omega_i^2 \sin(\omega_i t) + F_y^{(i)}, \quad i = 1, \dots, N_{пр} + 1, \quad (2)$$

Здесь x_i, y_i, ε_i – координаты центра масс и его смещение относительно оси вращения, характеризующее неуровненность i -го подвижного элемента (ротора и втулок); t – время; g – ускорение свободного падения. Слагаемые $m_i a_x, m_i a_y$ характеризуют силы инерции ротора (втулок), обусловленные движением с ускорением a_x, a_y в направлении соответствующих осей Ox, Oy фундамента, на котором установлена роторная машина; $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}$ – реакции i -го смазочного слоя; $F_x^{(i)}, F_y^{(i)}$ – заданная нагрузка, действующая на ротор. Для i -го промежуточного элемента в виде ПН втулки $\omega_i = 0$.

Для ПЭ в виде ПВ втулки система уравнений дополнялась уравнением:

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = M^{(i-1)} + M_g^{(i-1)} + M^{(i)} - M_g^{(i)}, \quad (3)$$

где J_i – осевой момент инерции ПВ втулки; $M^{(i)}$ – результирующие моменты, возникающие в области, не занятой источниками смазки; $M_g^{(i)}$ – результирующие моменты, возникающие в области источников смазки.

Реакции смазочных слоев $R_x^{(i)}, R_y^{(i)}, M^{(i)}, M_g^{(i)}$ определяются полями гидродинамических давлений $p^{(i)}(\varphi, z)$, где φ, z – соответственно окружная и продольная координаты смазочного слоя, для расчета которых использовалось обобщенное уравнение Рейнольдса с классическими допущениями

$$\frac{1}{r_2^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^{(i)3}}{12\mu_3^{(i)}} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^{(i)3}}{12\mu_3^{(i)}} \frac{\partial p^{(i)}}{\partial z} \right) = \frac{\omega_i}{2} \frac{\partial h^{(i)}}{\partial \varphi} + \frac{\partial h^{(i)}}{\partial t}, \quad (4)$$

при граничных условиях Свифта-Штибера

$$p^{(i)}(\varphi, z) = p^{(i)}(\varphi + 2\pi, z); p_i = p_a, \text{ при } z_i = \pm B/2; \quad (5)$$

$$p^{(i)}(\varphi, z) \geq p_a, \text{ на } \Omega^{(i)} \in (0 \leq \varphi \leq 2\pi, -B^{(i)}/2 \leq z \leq B^{(i)}/2)$$

Здесь $-B^{(i)}/2 \leq z \leq B^{(i)}/2$; $\omega_i = (\omega_i - \omega_{i-1})$; $h^{(i)}(\varphi, t) = c^{(i)} - e^{(i)} \cos(\varphi - \delta^{(i)})$,

$\partial h^{(i)} / \partial \varphi = e^{(i)} \sin(\varphi - \delta^{(i)})$; $i = 1, \dots, N_{\text{пр}} + 1$, $\omega_{N_{\text{пр}}, 2} = 0$; r_{ik} – радиус внутренней $k = 1$ и внешней $k = 2$ поверхностей трения i -го промежуточного элемента; $\mu_i^{(i)}$ – вязкость, соответствующая некоторой эквивалентной температуре смазочного слоя; p_a – атмосферное давление, $c^{(i)} = (r_{i-1} - r_{i2})$ – радиальные зазоры, $\Omega^{(i)}$ – область смазочного слоя.

В разработанной модели момент трения $M_g^{(i)}$, обусловленный наличием сдвиговых напряжений в канавке, представлен в виде:

$$M_g^{(i)} = \pi b_g^{(i)} \rho r_{i2}^3 \omega^{-2} f_g^{(i)}, \quad (6)$$

где $f_g^{(i)}$ – коэффициент трения в канавке, зависящий от режима течения смазки:

$$f_g^{(i)} = \begin{cases} \frac{2}{\text{Re}^{(i)}} \text{ при } \text{Re}^{(i)} < 41, \left[\frac{r_{ik}}{c^{(i)} + h_g^{(i)}} \right]^{1/2} \\ 0,46 \left(\frac{(c^{(i)} + h_g^{(i)}) r_{ik} + (c^{(i)} + h_g^{(i)})}{(r_{ik})^2} \right)^{1/4} \frac{1}{\text{Re}^{(i)0,5}}, \left(\frac{6400 r_{i2}}{(c^{(i)} + h_g^{(i)})} \right)^{1/2} < \text{Re}^{(i)} < 10^4 \\ 0,073 \left(\frac{(c^{(i)} + h_g^{(i)}) r_{ik} + (c^{(i)} + h_g^{(i)})}{(r_{ik})^2} \right)^{1/4} \frac{1}{\text{Re}^{(i)0,3}}, 10^4 < \text{Re}^{(i)} < 10^5 \end{cases} \quad (7)$$

Здесь $\text{Re}^{(i)} = \rho r_{i2} \omega (c^{(i)} + h_g^{(i)}) / \mu_i^{(i)}$ – число Рейнольдса, ρ – плотность смазочного материала, $h_g^{(i)}$ – глубина канавки.

В (7) первое выражение соответствует ламинарному режиму течения смазки в канавке, второе и третье – турбулентному. Значения коэффициентов выбираются в соответствии с экспериментальными исследованиями Вентда.

При расчете потерь на трение в каждом смазочном слое $N^{(i)}$ использована диссипативная функция рассеивания энергии $D^{(i)}$. Причем, так как в области кавитации наблюдается течение смазки в виде струй, то $N^{(i)}$ уточнена введением функции $\theta(\varphi)$, учитывающей долю жидкости в контрольном объеме смазочного слоя:

$$N^{(i)} = \iint_{\Omega_i} \theta D^{(i)} r_{ik} d\varphi dz, \quad (8)$$

где $\Omega_i = \Omega_{i1} - \Omega_{i2}$, Ω_{i1} – область, занятая источниками смазки, Ω_{i2} – активная область смазочного слоя, в которой $p^{(i)}(\varphi, z) > 0$.

В активной области смазочного слоя $\theta^{(i)}(\varphi) = 1$. Полагая, что объем смазочного материала, поступающего в единицу времени в область кавитации, равняется объему смазочного материала, проходящему за тот же промежуток време-

ни через радиальное сечение смазочного слоя с минимальной толщиной, $\theta^{(i)}(\varphi)$ в области кавитации определялось отношением минимальной толщины слоя $h_{\min}^{(i)}$ к его толщине в текущем сечении $h^{(i)}(\varphi)$:

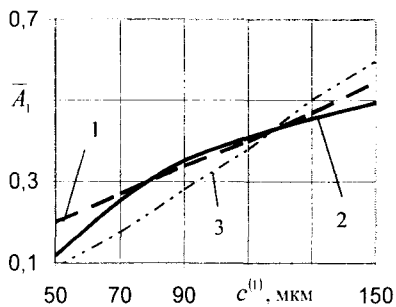
$$\theta^{(i)}(\varphi) = \frac{h_{\min}^{(i)}}{h^{(i)}(\varphi)}. \quad (9)$$

Методика расчета многослойного подшипника скольжения представлена ниже. При заданных на старте или рассчитанных для предыдущей $(n-1)$ точки траектории значениях координат и скоростей центров подвижных элементов подшипника, а также температур смазочных слоев, решается система уравнений движения (1–3) и определяются новые значения координат и скоростей. Внутри этого цикла выполняется многократное интегрирование обобщенного уравнения Рейнольдса (4) с учетом граничных условий (5) для определения распределения гидродинамических давлений и реакций смазочных слоев. После определения положения центров ПЭ вычисляются мгновенные значения ГМХ: минимальные толщины смазочного слоя $h_{\min}^{(i)}$, максимальные гидродинамические давления $p_{\max}^{(i)}$, расходы смазки через торцы $Q^{(i)}$ и потери мощности на трение $N^{(i)}$ с учетом процессов в канавках и области кавитации (7–8). Далее выполняется расчет новых значений положения и скоростей подвижных элементов многослойного подшипника. По окончании цикла выполняются расчет приращения температуры за цикл и корректировка температур и вязкостей каждого смазочного слоя, в дальнейшем используемых при расчете гидродинамических давлений в слоях. Процесс во времени продолжается до выполнения условий сходимости по траектории ПЭ. Затем рассчитываются средние и экстремальные значения ГМХ. Методика реализована в комплексах прикладных программ «Устойчивость» и «Динамика многослойного подшипника».

Учет процессов течения смазки в зоне кавитации и смазочных канавках позволил значительно уточнить решение задачи определения ГМХ. В частности, расчетные потери на трение N_1 увеличились на 20...30%, амплитуды вибраций шипа $\max A_1$ – на 20...40 %, температура первого смазочного слоя $T_3^{(1)}$ – на 3...7 % по сравнению с результатами полученными без учета процессов в источниках смазки и зоне кавитации.

Численными экспериментами показано, что в источниках смазки первого смазочного слоя наблюдается в основном турбулентный режим течения смазки, во втором – ламинарный, что приводит к заметной разнице расчетных моментов трения в канавках, которые в свою очередь влияют на скорость вращения промежуточной втулки (10...20 %), и, следовательно, на динамику всего подшипника. Потери на трение в канавке первого слоя составляют 10...11 % от суммарных потерь на трение в этом слое.

В третьей главе выполнено сравнение ГМХ двухслойного подшипника ротора турбокомпрессора ТКР-11Н, полученных в экспериментальных исследованиях Дямцевым Б.Ф. и расчетным путем на основе применения разработан-



1 – экспериментальные данные Б.Ф. Лямцева; 2 – результаты расчетов с учетом процессов в канавках и кавитационной зоне смазочного слоя; 3 – результаты расчетов без учета процессов в канавках и зоне кавитации

Рис. 5. Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей амплитуды вибраций ротора от внутреннего зазора для турбокомпрессора ТКР-11Н

и гидромеханических характеристик подшипников. На основании этих исследований выбраны массовые и геометрические параметры (массы промежуточных элементов, ширина элементов подшипников, схемы подачи смазочного материала и др.) нескольких новых, созданных при непосредственном участии автора, конструкций подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Наибольший интерес представляли три из них, полностью адаптированные для серийного и серийного выпуска в условиях промышленного производства.

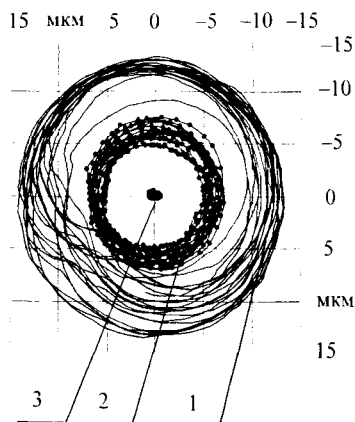
Выполнено сравнение расчетных ГМХ исходного варианта конструкции подшипника с ПН моноштулкой (рис. 2), выпускавшимся ранее ООО «ЧТЗ – УралТрак» и трех вариантов новых конструкций в широком диапазоне скоростей вращения ротора (1000...15000 рад/с, рабочая скорость – 7000 рад/с): вариант 1 – подшипник с ПВ штулкой (в ходе выполнения настоящей работы внедрен в серийное производство и выпускается в течении нескольких лет ООО «ЧТЗ – УралТрак») (см. рис. 1а); вариант 2 – подшипник с ПН моноштулкой новой конструкции; вариант 3 – подшипник с пакетом плавающих втулок, (патент № 57848 от 26.05.2006 г.) (см. рис. 3).

Ниже приведены результаты расчета для наиболее нагруженного турбинного подшипника. Как видно из расчетных траекторий движения центра цапфы ротора (рис. 6), подшипник с пакетом втулок (вариант 3) характеризуется наименьшими размерами траектории, а амплитуда вибраций цапфы ротора и отно-

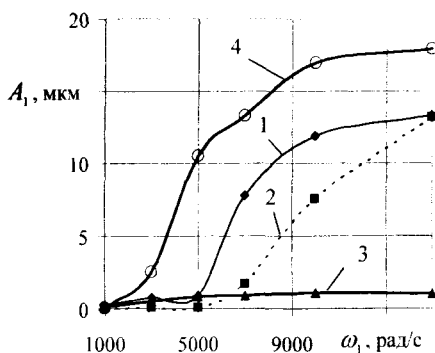
ных автором методов. Сравнивались значения амплитуд колебаний ротора, отнесенные к сумме зазоров в смазочных слоях подшипника при варьировании внутреннего радиального зазора. Как видно из рис. 5 характер расчетных зависимостей полностью соответствует результатам эксперимента. При расчетах ГМХ с учетом процессов в канавках и кавитационной зоне смазочного слоя значения амплитуд вибраций ротора на 10 % ближе к экспериментальным данным, чем при использовании упрощенной методики, не учитывающей указанные эффекты.

Представлены результаты проведенных параметрических исследований динамики цапфы ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, подвижных элементов и

сительные эксцентриситеты сохраняются на минимальном уровне на протяжении всего диапазона скоростей вращения ротора (рис. 7, таблица). Это свидетельствует о значительном запасе по нагрузочной способности такого подшипника.



1, 2, 3 – варианты конструкций
Рис. 6. Расчетные траектории центра цапфы ротора при $\omega_1 = 10000$ рад/с



1, 2, 3 – варианты новых конструкций,
4 – исходный вариант
Рис. 7. Амплитуда вибраций цапфы ротора

Выполнены параметрические исследования, позволившие выработать ряд рекомендаций для проектирования турбокомпрессоров ТКР-8,5С. В частности установлено, что чрезмерное уменьшение зазоров в подшипнике, несмотря на наблюдающееся при этом снижение вибраций цапф ротора, ведет к повышению температур смазочных слоев (рис. 8), снижению их толщин. Рекомендовано для первого смазочного слоя не использовать радиальные зазоры менее 20 мкм.

Таблица

Значения относительного эксцентриситета центра цапфы ротора, $\chi_1 = e_1/c_1$

Варианты конструкции подшипников	Скорость вращения ротора ω_1 , рад/с					
	1000	3000	5000	7000	10000	15000
Подшипник с ПВ втулками	0.169	0.149	0.140	0.449	0.590	0.682
Подшипник с ПН моноштулкой	0.027	0.039	0.027	0.131	0.423	0.620
Подшипник с ППВ	0.082	0.02	0.095	0.042	0.041	0.025

Ширина элементов подшипника оказывает наиболее заметное влияние на амплитуду вибраций цапф ротора и потери на трение. С увеличением ширины несущая способность смазочного слоя увеличивается, снижаются ампли-

туды вибраций цапф ротора и относительные эксцентриситеты промежуточных элементов.

Потери на трение из-за увеличившегося объема смазки, в котором возникают сдвиговые напряжения, заметно растут, особенно при увеличении ширины подшипника для первого смазочного слоя. Конструкция с ППВ наименее чувствительна к изменению этого параметра.

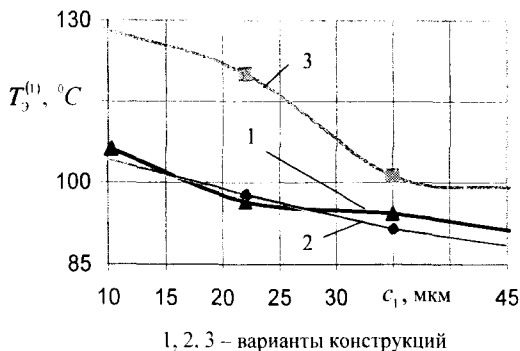


Рис. 8. Зависимость температуры первого смазочного слоя от величины радиального зазора

дачи радиального с использованием сегментной канавки в наружном смазочном слое позволяет снизить амплитуды вибраций цапф ротора: для конструкции ротора на подшипниках с ПН моноштулкой на 50...70 %, для конструкции ротора на подшипниках с ПВ втулкой – на 30%.

Выполнена оценка ГМХ конструкций при различных режимах работы турбокомпрессора, варьировались значения давления и температура подачи смазки, величина ускорения ударной нагрузки на корпусе компрессора. Все три варианта подшипников сохраняли работоспособность, а трехслойная конструкция с ППВ характеризовалась самой низкой амплитудой вибраций цапф ротора.

В четвертой главе представлены оборудование и результаты экспериментальных испытаний на безмоторных стендах образцов турбокомпрессоров с разработанными конструкциями подшипников.

В виду того, что задача регистрации колебаний ротора и втулок турбокомпрессора ТКР-8,5С сильно затруднена вследствие малых размеров деталей и высокой скорости вращения ротора, а также из-за необходимости существенно вмешательства в конструкцию турбокомпрессора, оценка вибраций ротора турбокомпрессора выполнялась косвенным путем – измерением виброускорения на среднем корпусе турбокомпрессора. Согласно экспериментальным исследованиям Иванова Д. Ю., увеличение вибраций среднего корпуса турбокомпрессоров главным образом обосновано повышением вибраций ротора. Поэто-

Исследованиями влияния массы промежуточных элементов показано, что практически все ГМХ подшипников рассмотренных конструкций ухудшаются с ростом массы ПВ и ПН втулок. Для варианта 2 конструкции предложена облегченная конструкция ПН моноштулки.

Установлено, что применение вместо торцевого способа пода-

му такая оценка принималась как наиболее достоверная при решении задач сравнительных испытаний различных конструкций подшипников.

Экспериментальные исследования проводили на безмоторном стенде со смешанным контуром. Конструктивно стенд состоит из платформы-основания, на которой крепятся турбокомпрессор и камера сгорания (одна секция турбореактивного двигателя), топливного насоса (ТНВД Д-160) с приводом от электродвигателя типа 4А80А мощностью 1,1 кВт с частотой вращения вала 1000 об/мин, маслостанции.

Для измерения вибраций корпуса турбокомпрессора использовали измерительную аппаратуру, позволяющую записывать вибросигнал на магнитную ленту измерительного магнитофона или на жесткий диск компьютера, с дальнейшей обработкой сохраненного вибросигнала с помощью ЭВМ.

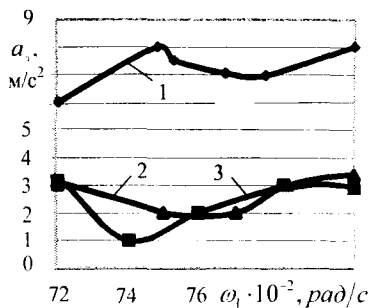
Система записи вибросигнала состояла из трех каналов измерения (датчик виброускорения, пьезоэлектрический акселерометр, усилитель) и измерительного магнитофона. Система обработки – из аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и ЭВМ. При экспериментальном изучении вибраций роторной системы использовался трехкомпонентный акселерометр модели «4321» фирмы Брюль и Кьер.

В качестве оценочного параметра виброактивности турбокомпрессора, согласно ТУ производителя, выбрано среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения в октавной полосе 1000 Гц его корпуса на режимах «холодной» и «горячей» прокрутки турбины.

Значения СКЗ виброускорений турбокомпрессоров a_3 с исходной конструкцией подшипника составили от 10 до 16 м/с², по сравнению с которыми, измеренные значения СКЗ виброускорений корпуса у образцов с предлагаемыми вариантами подшипников (рис. 9) оказались ниже минимум в 2 раза, а в диапазоне скоростей вращения ротора 7400...7800 рад/с – практически в 8 раз (с вариантами 2 и 3), что стало основанием для внедрения одной из этих конструкций в серийное производство.

Проведен спектральный анализ виброускорений корпуса турбокомпрессора для оценки вибраций, непосредственно характеризующих качество подшипникового узла. Для этого в полученных спектрах виброускорений корпусов турбокомпрессоров, соответствующих различным скоростям вращения ротора, выявлялись так называемые «гармоники подшипникового узла» (ГПУ), которые находились в диапазоне 0,3... 0,6 от частоты вращения ротора и характеризовались выраженным увеличением виброускорений. Согласно исследованиям Иванова Д.Ю., величины виброускорений именно в этом диапазоне определяющим образом зависят от качества подшипников.

Наибольшие значения виброускорений (вплоть до 1,7...1,8 м/с²) в этом диапазоне зафиксированы у турбокомпрессора с подшипниками с ПВ втулками (вариант 1) (рис. 10). В диапазоне высоких скоростей вращения ротора величины виброускорений ГПУ у конструкции с ПН моновтулкой (вариант 2) в среднем на 40% ниже, чем у конструкции с ПВ втулками. Турбокомпрессор с ППВ



1, 2, 3 – варианты конструкций
Рис. 9. Уровень СКЗ виброускорения корпуса турбокомпрессора

(вариант 3) характеризовался ГПУ с самыми низкими величинами виброускорений во всем диапазоне скоростей вращения ротора, которые были ниже в среднем в 9 раз относительно виброускорений, полученных для конструкции с ПВ втулками, и в 5 раз, относительно виброускорений, полученных для подшипника с ПН моновтулкой. У всех разработанных конструкций практически во всем диапазоне исследованных частот вращения значения амплитуд ГПУ во много раз меньше, чем у исходного варианта. Это говорит о значительном снижении виброактивности корпусов турбокомпрессора с новыми конструкциями подшипниковых узлов, в особенности с пакетом плавающих втулок, что полностью качественно согласуется с выводами, полученными в результате расчетов по разработанной модели.

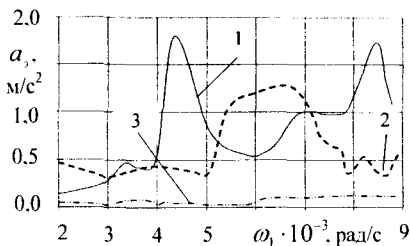
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана универсальная математическая модель динамики цапф ротора и промежуточных элементов многослойного подшипника скольжения быстроходного турбокомпрессора, учитывающая заданное количество смазочных слоев и влияние гидродинамических процессов в источниках смазки на движение вращающихся и невращающихся втулок.

2. Уточнена методика теплового расчета многослойного подшипника с использованием диссипативной функции рассеивания энергии как в активной, так и в кавитационной областях смазочного слоя с учетом степени заполнения смазкой его объема, обеспечившая увеличение расчетных значений потерь на трение на 10...20%.

3. При расчете потерь на трение в многослойных подшипниках скольжения впервые учтены ламинарный и турбулентный режимы течения в источниках смазки. Величина потерь на трение в источниках составила до 11% суммарных потерь в смазочном слое.

4. Создано и зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ программное обеспечение расчетов многослойных подшипников скольжения роторных машин.



1, 2, 3 – варианты конструкций
Рис. 10. Зависимость амплитуд ГПУ виброускорения от скорости вращения ротора

5. На основе расчетных параметрических исследований разработаны три конструкции подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Показано, что использование конструкции с ПВ втулками позволяет снизить амплитуду колебаний цапф ротора на 40%, конструкции с ПН моновтулкой – на 100%; конструкции трехслойного подшипника – в 12 раз.

6. Экспериментальные исследования опытных образцов турбокомпрессоров с предложенными конструкциями подшипников подтвердили достоверность выводов, сделанных на основе теоретических положений. Уровни виброускорений, регистрируемые на корпусе ТКР, снижены в 2...8 раз.

7. Даны рекомендации по выбору конструктивных параметров подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Разработанная конструкция подшипника с ПВ втулками выпускается ООО «ЧТЗ-УралТрак» серийно с 2004 г. Опытная партия ТКР с трехслойными подшипниками ротора передана в эксплуатацию.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи, опубликованные в научных журналах из списка ВАК.

1. Гидромеханические характеристики подшипников с пакетом плавающих втулок / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – № 6. – С. 15–21.

2. Фишер, А.С. Моделирование подшипников скольжения при разработке турбокомпрессоров для двигателей внутреннего сгорания / А.С. Фишер // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Вып. 16. – №29 (205). – С. 65–75.

Другие публикации:

3. Влияние кинематических возмущений на характеристики устойчивости роторов турбокомпрессоров / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Труды международной научно-технической конференции памяти академика Н.Д. Кузнецова. – Самара. – 2001. – С. 175–176.

4. Прокопьев, В.Н. Динамика и характеристики устойчивости роторов на опорах с пакетом плавающих втулок / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, А.С. Фишер // Труды XXI Российской школы по проблемам науки и технологий. – Миасс. – 2001. – С. 73–75.

5. Применение в опорах роторов малогабаритных турбокомпрессоров пакета плавающих втулок / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // XII Международная научно-техническая конференция по компрессорной технике. – Казань. – 2001. – С. 173–174.

6. Применение для роторов малоразмерных турбокомпрессоров опор скольжения с пакетом плавающих втулок / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин. Сборник трудов. – Челябинск: ЮУрГУ. – 2002. – С. 102–113.

7. Динамика ротора на подшипниках с пакетом плавающих втулок / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер // Труды Между-

народного Форума по проблемам науки, техники и образования. – Москва: Академия наук о Земле. – 2003. – С. 19–23.

8. Фишер, А.С. Новая конструкция опор ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С / А.С. Фишер // Труды Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения». – Челябинск: ЮУрГУ. – 2003. – С. 230–233.

9. Параметрическое исследование математической модели системы смазки турбокомпрессора ТКР-8,5С / С.Р. Сиврикова, И.С. Петров, С.В. Попова, А.С. Фишер // Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории и практики, научная работа и образование. – Челябинск. – 2005. – С. 105–108.

10. Динамика двухопорного асимметричного ротора на подшипниках с плавающими втулками / Н.А. Хозенюк, Е.А. Задорожная, П.А. Тараненко, А.С. Фишер // Сборник трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии» г. Самара. – М.: Машиностроение. – 2007. – т. 3. – С. 160–164.

11. Фишер, А.С. Снижение вибраций ротора турбокомпрессора применением новой конструкции подшипников / А.С. Фишер // Образование и наука производству: международная научно-техническая и образовательная конференция, 28–31 марта 2010 г. – Набережные Челны. – 2010. – С. 87–90.

12. Фишер, А.С. Вибрационное состояние турбокомпрессоров с различными конструкциями подшипникового узла / А.С. Фишер, Д.Ю. Иванов // Образование и наука производству: международная научно-техническая и образовательная конференция, 28–31 марта 2010 г. – Набережные Челны. – 2010. – С. 90–94.

13. Патент на полезную модель 57848 Российская Федерация, Турбокомпрессор / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер, М.Ш. Ахметжанов, Е.И. Перцев, И.Х. Шейкман. – №2006118254/22(019858); заявл. 26.05.2006.

14. Комплекс программ анализа динамики роторов «Устойчивость» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов, А.С. Фишер. – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2002611823; заявл. 17.02.02.

15. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения с промежуточными элементами с учетом жесткости корпуса «Жесткость» / Д.Ю. Иванов, Е.А. Задорожная, А.С. Фишер и др. – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2010612190; заявл. 25.01.10.

16. Заявка №2010615640 на государственную регистрацию программы для ЭВМ «Динамика многослойного подшипника» / А.С. Фишер, Е.А. Задорожная, А.К. Бояршинова, Д.Ю. Иванов, Н.А. Хозенюк – №2010615640; заявл. 13.09.2010.